

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-295608

(43)Date of publication of application : 09.10.2002

(51)Int.Cl.

F16H 3/66  
F16H 3/62

(21)Application number : 2001-097435

(71)Applicant : AISIN AW CO LTD

(22)Date of filing : 29.03.2001

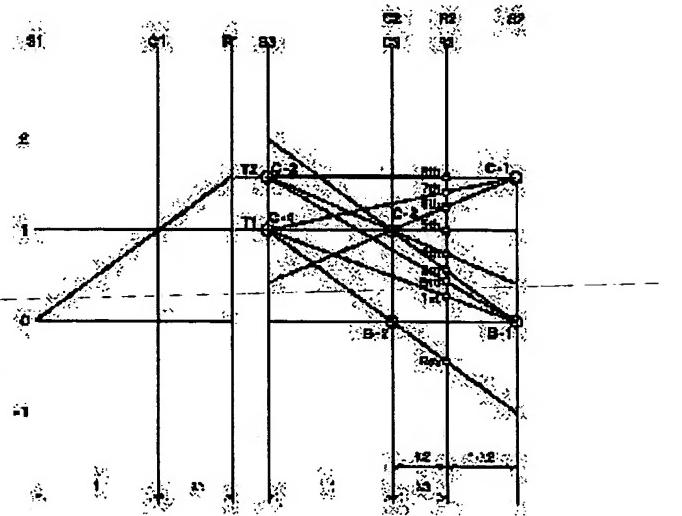
(72)Inventor : HAYABUCHI MASAHIRO  
NISHIDA MASAAKI  
KASUYA SATORU  
GOTO KENJI  
AOKI TOSHIHIKO

## (54) AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To improve transmission efficiency by reducing the drag loss due to the high speed rotation of a free running element of a planetary gear, set in a multistage automatic transmission.

**SOLUTION:** This automatic transmission for a vehicle has a first speed ratio input route T1, a second speed ratio input route T2 having a speed ratio larger than that of the first route T1, the planetary gear set formed of four elements, a clutch C-2 for transmitting the rotation of the input route T2 to the first element S3 among the four elements arranged, in the order from the first to the fourth on a speed diagram, a clutch C-1 for transmitting the same to the fourth element S2, a clutch C-4 for transmitting the rotation of the input route T1 to the first element, a clutch C-3 for transmitting the same to the second element C3, a brake B-1 for locking the fourth element, a brake B-2 for locking the second element and an output member connected to the third element R3. With this structure, excessive high-speed rotation of the free running member is prevented, when changing speed with a combination of any of engagement element, and increase of the drag loss is prevented.



examiner's decision of rejection or application converted  
registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-295608

(P2002-295608A)

(43)公開日 平成14年10月9日 (2002.10.9)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 16 H 3/66  
3/62

識別記号

F I

F 16 H 3/66  
3/62

テマコト<sup>\*</sup>(参考)

A 3 J 0 2 8  
A

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全12頁)

(21)出願番号 特願2001-97435(P2001-97435)

(22)出願日 平成13年3月29日 (2001.3.29)

(71)出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社  
愛知県安城市藤井町高根10番地

(72)発明者 早瀬 正宏

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 西田 正明

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74)代理人 100095108

弁理士 阿部 英幸

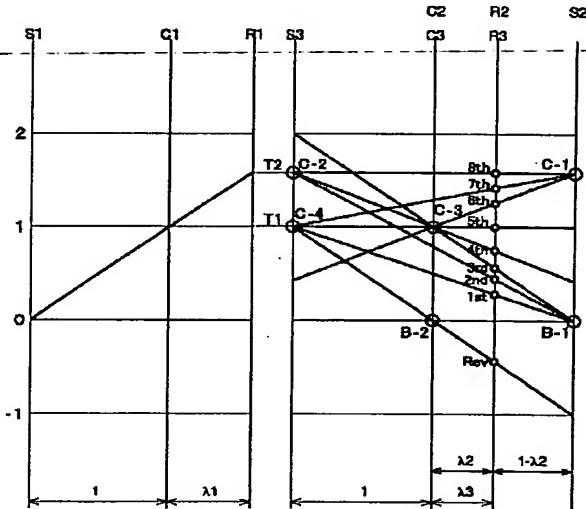
最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両用自動変速機

(57)【要約】

【課題】多段の自動変速機において、プラネタリギヤセットの空転要素の高回転による引き摺りロスを低減し、伝達効率を向上させる。

【解決手段】車両用自動変速機は、第1の速度比の入力経路T1と、それより大きい速度比の入力経路T2と、4要素のプラネタリギヤセットと、4要素を、速度線図上での並び順で第1～第4要素として、入力経路T2の回転を、第1要素S3に伝達するクラッチC-2と、第4要素S2に伝達するクラッチC-1と、入力経路T1の回転を、第1要素に伝達するクラッチC-4と、第2要素C3に伝達するクラッチC-3と、第4要素を係止するブレーキB-1と、第2要素を係止するブレーキB-2と、第3要素R3に連結された出力部材とを有する。それにより、各係合要素のいずれの係合の組合せによる変速段達成時にも、空転要素の極端な高速回転が生じないため、引き摺り抵抗の増加が防がれる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸の回転に対して、固定の第1の速度比を持つ第1の入力経路と、  
第1の速度比より大きい固定の第2の速度比を持つ第2の入力経路と、  
複数のプラネタリギヤの組み合わせからなる4要素のプラネタリギヤセットと、  
該プラネタリギヤセットの4要素を、速度線図上での各要素の並び順に従い第1～第4要素として、第2の入力経路からの回転を、第1要素に伝達する第2クラッチと、第4要素に伝達する第1クラッチと、  
第1の入力経路からの回転を、第1要素に伝達する第4クラッチと、第2要素に伝達する第3クラッチと、  
第4要素を係止する第1ブレーキと、第2要素を係止する第2ブレーキと、  
第3要素に連結された出力部材とを有する車両用自動変速機。

【請求項2】 第1ブレーキの係合に対して、第4クラッチの係合により第1速、第2クラッチの係合により第2速、  
第3クラッチの係合に対して、第1ブレーキの係合により第3速、第2クラッチの係合により第4速、第4クラッチの係合により第5速を達成し、  
第1クラッチの係合に対して、第3クラッチの係合により第6速、第4クラッチの係合により第7速、第2クラッチの係合により第8速を達成することを特徴とする、  
請求項1記載の車両用自動変速機。

【請求項3】 入力軸からの回転を增速して出力する増速プラネタリギヤを有し、  
該増速プラネタリギヤからの入力経路が前記第2の入力経路とされ、  
増速プラネタリギヤを介さない入力軸からの入力経路が前記第1の入力経路とされたことを特徴とする、請求項1又は2記載の車両用自動変速機。

【請求項4】 前記プラネタリギヤセットは、第1要素をサンギヤ、第2要素を該サンギヤに噛合するショートビニオンと該ショートビニオンに噛合するロングビニオンとを共に支持するキャリア、第3要素をロングビニオンに噛合するリングギヤ、第4要素をロングビニオンに噛合する他のサンギヤとするラビニヨタイプのギヤセットで構成されることを特徴とする、請求項1、2又は3記載の車両用自動変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両に搭載される多段の自動変速機に関し、特に、そのギヤトレインに関する。

## 【0002】

【従来の技術】車両に搭載せる自動変速機には、ドライバビリティの確保と、省エネルギーに不可欠な燃費の向

上のため、多段化の要請がある。こうした要請に応えるには、ギヤトレインの変速段数当たりの変速要素数と係合要素（本明細書を通じて、クラッチ及びブレーキを総称して、係合要素という）数の一層の削減が必要となる。こうした観点から従来技術をみると、4要素のプラネタリギヤセットに対して、2つの異なる回転を入力することにより、5つの係合要素による制御で6速の変速段を達成する技術として、特許第2778278号公報に開示の技術がある。この従来技術では、1つの要素をブレーキで係止させて反力要素とし、入力要素に対して出力要素を增速回転させることで最高速段を達成する構成が採られている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、4要素のプラネタリギヤセットにおいては、直結段を除き常に1つの要素が、動力伝達に関与しないためクラッチ係合により回転を拘束されず、反力要素ともならないためブレーキ係合による係止もされずに、動力伝達に関与する要素との噛合関係から空転する状態が生じる。特に、従来技術においては、増速段側の5速と6速、特に通常車両走行において使用期間が最も長い最高速段の6速において、出力部材の增速回転に伴い、空転要素が極端に高速回転する。こうした状態では、空転要素につながる解放状態の係合要素の引き摺りによる抵抗が増加し、これが動力伝達ロスとなって自動変速機の伝達効率を低下させることになる。

【0004】そこで、本発明は、車両用の多段の自動変速機において、各変速段の達成時、特に最高速段時にプラネタリギヤセットを構成する各要素の回転速度の上昇により生じる係合要素の引き摺りロスを低減し、それにより伝達効率を向上させることを主たる目的とする。次に、本発明は、2つの異なる速度比の回転をプラネタリギヤセットに入力させて多段を達成する車両用自動変速機において、最高速段を直結段としてギヤ伝達ロスの低減により伝達効率を向上させることを更なる目的とする。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明の車両用自動変速機は、入力軸の回転に対して、固定の第1の速度比を持つ第1の入力経路と、第1の速度比より大きい固定の第2の速度比を持つ第2の入力経路と、複数のプラネタリギヤの組み合わせからなる4要素のプラネタリギヤセットと、該プラネタリギヤセットの4要素を、速度線図上での各要素の並び順に従い第1～第4要素として、第2の入力経路からの回転を、第1要素に伝達する第2クラッチと、第4要素に伝達する第1クラッチと、第1の入力経路からの回転を、第1要素に伝達する第4クラッチと、第2要素に伝達する第3クラッチと、第4要素を係止する第1ブレーキと、第2要素を係止する第2ブレーキと、第3要素を係止する第1ブレーキと、第2要素を係止する第2ブレーキと、第3要素を連結され

た出力部材とを有する。

【0006】上記の構成において、第1ブレーキの係合に対して、第4クラッチの係合により第1速、第2クラッチの係合により第2速、第3クラッチの係合に対して、第1ブレーキの係合により第3速、第2クラッチの係合により第4速、第4クラッチの係合により第5速を達成し、第1クラッチの係合に対して、第3クラッチの係合により第6速、第4クラッチの係合により第7速、第2クラッチの係合により第8速を達成する構成とのが有効である。

【0007】上記の構成において、入力軸からの回転を増速して出力する増速プラネタリギヤを有し、該増速プラネタリギヤからの入力経路が前記第2の入力経路とされ、増速プラネタリギヤを介さない入力軸からの入力経路が前記第1の入力経路とされた構成を探ることができる。

【0008】また、上記の構成において、プラネタリギヤセットは、第1要素をサンギヤ、第2要素を該サンギヤに噛合するショートビニオンと該ショートビニオンに噛合するロングビニオンと共に支持するキャリア、第3要素をロングビニオンに噛合するリングギヤ、第4要素をロングビニオンに噛合する他のサンギヤとするラビニヨタイプのギヤセットで構成されるのも有効である。

【0009】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、各係合要素のいずれの係合の組合せによるプラネタリギヤセットの各要素の制御によっても、空転する要素の極端な高速回転が生じないため、空転要素につながる係合要素の引き摺りによる抵抗の増加を防ぐことができる。また、全ての前進変速段を通じて空転要素の逆回転が生じないため、シフトアップ・ダウンの際の係合要素の制御も容易となる。

【0010】次に、請求項2記載の構成では、各前進変速段の達成時に空転する要素の極端な高速回転が生じず、特に低速の第3速を除いては、入力回転を上回る空転が生じないため、空転要素につながる係合要素の引き摺りによる抵抗の増加を防ぐことができる。また、全ての前進変速段を通じて空転要素の逆回転が生じないため、シフトアップ・ダウンの際の係合要素の制御も容易となる。更に、最高速段達成時にプラネタリギヤセットが直結状態となるため、通常の車両走行において最も使用期間が長い最高速段におけるプラネタリギヤセットの伝達ロスをなくすことができる。そして、こうした特性の相乗により、自動変速機の伝達効率が向上する。

【0011】また、請求項3記載の構成では、入力経路の回転が、入力回転に対して直結及び増速回転となることで、それらの回転を入力として達成される最低速段から最高速段までの速度比幅が増速方向に広がるため、多段の変速段の各ギヤ比をワイドスプレッドに設定することができる。

【0012】次に、請求項4記載の構成では、プラネタリギヤセットの要素間をつなぐ部材をなくすことができるため、4要素のプラネタリギヤセットのコンパクト化、特に軸方向寸法の短縮が可能となり、自動変速機の軸長の短縮が可能となる。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1～図3は本発明を具体化した車両用自動変速機の第1実施形態を示す。図1にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この自動変速機は、変速機構を1軸上に配設したフロントエンジンリヤドライブ(FR)車用の縦置式の形態を探る。

【0014】このギヤトレインは、発進装置としてのロックアップクラッチ40付の3要素のトルクコンバータ4と、その出力側に配置された変速機構1とで構成される。トルクコンバータ4は、ポンブインペラ41とタービンランナ42とステータ43を備える構成とされている。そして、トルクコンバータ4のタービンランナ42が変速機構1の入力軸11に連結され、変速機構の出力要素が出力部材19に連結されている。

【0015】変速機構1は、入力軸11の回転に対して、固定の第1の速度比(本形態では、直結の速度比1)を持つ第1の入力経路T1と、第1の速度比より大きい固定の第2の速度比(本形態において、速度比1を超える増速比)を持つ第2の入力経路T2と、複数のプラネタリギヤの組み合わせからなる4要素のプラネタリギヤセット(本形態において、ラビニヨタイプのプラネタリギヤセット)Gと、プラネタリギヤセットGの4要素を、速度線図(図3参照)上での各要素の並び順に従い第1～第4要素として、第2の入力経路T2からの回転を、第1要素S3に伝達する第2クラッチ(本明細書を通じて、各係合要素について、配列上で入力側のトルクコンバータに近い順番で呼称を付す。後続の他の実施形態について同じ。)(C-2)と、第4要素S2に伝達する第1クラッチ(C-1)と、第1の入力経路T1からの回転を、第1要素S3に伝達する第4クラッチ(C-4)と、第2要素C2(C3)に伝達する第3クラッチ(C-3)と、第4要素S2を係止する第1ブレーキ(B-1)と、第2要素C2(C3)を係止する第2ブレーキ(B-2)と、第3要素R2(R3)に連結された出力部材としての出力軸19とを有する。

【0016】このギヤトレインは、第2の入力経路T2に第1の入力経路T1とは異なる速度比の回転を生じさせる手段として、入力軸11からの回転を増速して出力する増速プラネタリギヤG1を有する。したがって、増速プラネタリギヤG1からの入力経路が第2の入力経路T2とされ、増速プラネタリギヤG1を介さない入力軸11からの直接の入力経路が第1の入力経路T1とされている。

【0017】プラネタリギヤセットGを構成する4要素

は、第1要素S 3が大径サンギヤ、第2要素C 2 (C 3)が2つのビニオンギヤP 2, P 3を支持する共通のキャリア、第3要素R 2 (R 3)が共通のリングギヤ、第4要素S 2が小径サンギヤとされ、2つのビニオンギヤP 2, P 3は、互いに外接噛合するロングビニオンP 3とショートビニオンP 2とで構成され、ショートビニオンP 2が小径サンギヤS 2に外接噛合し、ロングビニオンP 3が大径サンギヤS 3に外接噛合すると共にリングギヤR 3に内接噛合する関係にある。

【0018】増速プラネタリギヤG 1は、3要素のシンプルプラネタリタイプとされ、サンギヤS 1、それに外接噛合するビニオンギヤP 1を支持するキャリアC 1、ビニオンギヤP 1が内接噛合するリングギヤR 1を有する。この形態では、キャリアC 1を入力要素とすべく、該キャリアC 1が入力軸1 1に連結され、リングギヤR 1は出力要素として第1クラッチ(C-1)のハブ側と第2クラッチ(C-2)のドラム側に連結され、サンギヤS 1が反力要素として変速機ケース1 0に固定されている。

【0019】第1クラッチ(C-1)は多板構成とされ、そのハブ側が前記のように第2の入力経路T 2としての増速プラネタリギヤG 1のリングギヤR 1に連結され、ドラム側は動力伝達部材1 3を介して小径サンギヤS 2に連結されている。

【0020】第2クラッチ(C-2)も同様に多板構成とれ、そのドラム側が第1クラッチ(C-1)のハブを介して第2の入力経路T 2としての増速プラネタリギヤG 1のリングギヤR 1に連結され、ハブ側はプラネタリギヤセットGの大径サンギヤS 3に動力伝達部材1 2を介して連結されている。

【0021】第3クラッチ(C-3)も多板構成とれ、そのドラム側が第4クラッチ(C-4)のドラムを介して第1の入力経路T 1としての入力軸1 1に連結され、ハブ側はプラネタリギヤセットGの共通キャリアC 2 (C 3)に連結されている。

【0022】第4クラッチ(C-4)も同様に多板構成とれ、そのドラム側が第1の入力経路T 1としての入力軸1 1に連結され、ハブ側はプラネタリギヤセットGの大径サンギヤS 3に連結されている。

【0023】第1ブレーキ(B-1)は、第1クラッチ(C-1)のドラムにハブ側を連結した多板構成のブレーキとされ、第1クラッチ(C-1)とプラネタリギヤセットGの動力伝達1 3を介する連結関係から、その小径サンギヤS 2を変速機ケース1 0に係止するものとされている。

【0024】第2ブレーキ(B-2)は、そのハブ側をプラネタリギヤセットGの共通キャリアC 2 (C 3)に連結された多板構成のブレーキとされている。

【0025】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運

転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、変速を行う。図2は図に略号で示す各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放を表す)で達成される変速段と、各変速段のギヤ比(Gear ratio)と、ギヤ比ステップ(Spread)を図表化して示す。この図表に例示するギヤ比は、増速プラネタリギヤG 1のサンギヤS 1とリングギヤR 1の歯数比 $\lambda_1 = 0.590$ 、プラネタリギヤセットGの小径サンギヤS 2と共通リングギヤR 2 (R 3)すなわちダブルビニオン側の歯数比 $\lambda_2 = 0.435$ 、大径サンギヤS 3と共に共通リングギヤR 2 (R 3)すなわちシングルビニオン側の歯数比 $\lambda_3 = 0.435$ に設定したもので、この場合の入出力ギヤ比は、

第1速(1st) : 3.538

第2速(2nd) : 2.226 (第1-2速間ギヤ比ステップ: 1.59)

第3速(3rd) : 1.769 (第2-3速間ギヤ比ステップ: 1.26)

第4速(4th) : 1.345 (第3-4速間ギヤ比ステップ: 1.32)

第5速(5th) : 1.000 (第4-5速間ギヤ比ステップ: 1.35)

第6速(6th) : 0.796 (第5-6速間ギヤ比ステップ: 1.26)

第7速(7th) : 0.703 (第6-7速間ギヤ比ステップ: 1.13)

第8速(8th) : 0.629 (第7-8速間ギヤ比ステップ: 1.12)

後進(Rev) : -2.300

そしてトータルスプレッド5.62となる。

【0026】また、図3は各クラッチ及びブレーキの係合(○印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を速度線図で示す。速度線図における縦軸は、それぞれ増速プラネタリギヤG 1及びプラネタリギヤセットGの各要素を示し、それら各軸間の横方向幅がギヤ比の関係、縦方向位置が速度比を示す。ちなみに、増速プラネタリギヤG 1のサンギヤS 1を固定(速度比0)とし、キャリアC 1に入力(速度比1)を与えることで、リングギヤR 1に増速回転(サンギヤS 1の速度比0の点とキャリアC 1の速度比1の点とを結ぶ直線とリングギヤR 1を表す縦線との交点の速度比、前記の歯数比設定の場合は速度比1.445)が出力され、この増速回転を第1クラッチ(C-1)の係合でプラネタリギヤセットGの大径サンギヤS 2に入力させた場合に、第2~第4のいずれかのクラッチの係合で、大径サンギヤS 3又は共通キャリアC 2 (C 3)に増速回転(速度比1.445)又は非増速回転(速度比1)を入力することで、共通リングギヤR 2 (R 3)に第8~第6速(8th~6th)の増速回転が出力される。

【0027】前掲の図1～図3を併せ参照してわかるように、第1速(1s t)は、第4クラッチ(C-4)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11(第1の入力経路T1)から第1の速度比の回転(非増速回転)が第4クラッチ(C-4)経由で大径サンギヤS3に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の最大減速比の減速回転が出力軸19に出力される。

【0028】次の第2速(2nd)は、第2クラッチ(C-2)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11から増速プラネタリギヤG1を経て増速された回転が、第2の入力経路T2、第2クラッチ(C-2)経由で大径サンギヤS3に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の減速回転が出力軸19に出力される。このときの速度比は、入力回転が増速回転であるため第1速(1s t)より大きくなる。

【0029】次に、第3速(3rd)は、第3クラッチ(C-3)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、第1の入力経路T1の非増速回転が第3クラッチ(C-3)経由で共通キャリアC2(C3)に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の減速回転が出力軸19に出力される。このとき、図3の速度線図を参照して分かるように、大径サンギヤS3は、動力伝達には関与せず、共通キャリアC2(C3)と同方向に空転するが、その速度比は2となり、極端な増速とはならずかつ他の要素と同方向の回転であるため、大径サンギヤS3に対する解放状態の第2-クラッチ(C-2)-のドラム-ハブ間の速度比差(以下、ブレーキのハブ-ケース間の速度比差も含めて、単に相対速度比といふ)は1以下となり、第4クラッチ(C-4)の相対速度比も1となり、引き摺り抵抗は小さい。

【0030】次の第4速(4th)は、第2クラッチ(C-2)と第3クラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から増速プラネタリギヤG1を経て増速された第2の入力経路T2の回転が第2クラッチ(C-2)経由で大径サンギヤS3に入力され、他方で入力軸11から第3クラッチ(C-3)経由で入力された第1の入力経路T1の非増速回転が共通キャリアC2(C3)に入力され、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤS3と共に共通キャリアC2(C3)の回転差分の速度比の減速された回転がリングギヤR2(R3)の回転として出力軸19に出力される。このとき、図3の速度線図を参照して分かるように、小径サンギヤS2は、動力伝達には関与せず、共通キャリアC2(C3)と同方向に空転するが、その速度比は1以

下と低くかつ他の要素と同方向の回転であるため、小径サンギヤS2に対する解放状態の第1クラッチ(C-1)の相対速度比は1強となり、第1ブレーキ(B-1)の相対速度比は0.5程度となり、引き摺り抵抗の増加は避けられる。

【0031】次に、第5速(5th)は、第3クラッチ(C-3)と第4クラッチ(C-4)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から第1の入力経路T1の非増速回転が第3クラッチ(C-3)経由で共通キャリアC2(C3)に入力されると共に、第4クラッチ(C-4)経由で大径サンギヤS3にも入力されるため、プラネタリギヤセットGは直結状態となり、その回転が共通リングギヤR2(R3)の回転となって出力軸19に出力される。この場合は、プラネタリギヤセットGの全ての要素の相対回転がなくなるため歯車伝達ロスがなくなる。このときの各解放状態の残りのクラッチ及びブレーキの相対速度比はいずれも1以下となり、引き摺り抵抗も小さい。

【0032】そして、第6速(6th)は、第1クラッチ(C-1)と第3クラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で増速プラネタリギヤG1を経て増速された第1クラッチ(C-1)経由の第2の入力経路T2の回転が小径サンギヤS2に入力され、他方で入力軸11から第3クラッチ(C-3)経由の第1の入力経路T2の非増速回転が共通キャリアC2(C3)に入力されて、共通キャリアC2(C3)と小径サンギヤS2の回転に対する中間の回転が共通リングギヤR2(R3)から出力軸19に出力される。このときの空転要素は大径サンギヤS3となるが、その回転は速度比1より遙かに小さくなり、回転方向も入力回転と同方向となるため、大径サンギヤS3に対して解放状態の第2クラッチ(C-2)の相対速度比は1程度、第4クラッチ(C-4)の相対速度比は1以下といずれも小さく、引き摺り抵抗も小さい。

【0033】次の第7速(7th)は、第1クラッチ(C-1)と第4クラッチ(C-4)の同時係合により達成される。この場合、一方で増速プラネタリギヤG1を経て増速された第1クラッチ(C-1)経由の第2の入力経路T2の回転が小径サンギヤS2に入力され、他方で入力軸11から第4クラッチ(C-4)経由の第1の入力経路T1の非増速回転が大径サンギヤS3に入力されて、大径サンギヤS2と小径サンギヤS3の回転に対する中間の増速回転が共通リングギヤR2(R3)から出力軸19に出力される。このときの空転要素となる共通キャリアC2(C3)の回転は、増速回転と非増速回転の中間の速度比となり、それに対して解放状態の第3クラッチ(C-3)の相対速度比はごく小さく、第2ブレーキ(B-2)の相対速度比は1強となり、この場合の引き摺りも小さい。

【0034】第8速(8th)は、第1クラッチ(C-

1)と第2クラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、両クラッチとも増速プラネタリギヤG1の出力回転を入力する第2の入力経路T2のクラッチであるので、大小両サンギヤS3, S2の回転は同速となり、プラネタリギヤセットGは直結状態となり、増速プラネタリギヤG1の出力回転がそのまま共通リングギヤR2(R3)から出力軸19に出力される。この場合も第5速(5t/h)のときと同様にプラネタリギヤセットGの全ての要素の相対回転がなくなるため歯車伝達ロスがなくなる。このときの残りの係合要素の相対速度比は両ブレーキのものが速度比どおりの1.447と最大になるが、いずれにしてもそれらの値は小さく、問題となるような引き摺り抵抗とはならない。

【0035】なお、後進(Rev)は、第4クラッチ(C-4)と第2ブレーキ(B-2)の係合により達成される。この場合、入力軸11から非増速回転が第4クラッチ(C-4)経由で大径サンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-2)の係合により係止された共通キャリアC2(C3)に反力を取る共通リングギヤR2(R3)の逆転が出力軸19に出力され、リバースが達成される。なお、この場合に限り空転要素となる小径サンギヤS2が入力回転に対して逆回転となる。このときの第1クラッチ(C-1)の相対速度比は、ハブ側の増速回転(例示のギヤ比設定の場合、速度比1.445)に対して逆回転の速度比2となるため3.445と全変速段中最大となるが、このギヤ段は使用期間の短い後進段であるため、この引き摺りロスが車両走行に与える影響は極めて小さい。

【0036】かくして、上記第1実施形態のギヤトレインによれば、全ての前進段においてプラネタリギヤセットGの各要素の逆回転が生じないため、変速時の各要素の慣性力による変速の遅れをなくすことができる。また、自動変速機の場合、変速機構が油中にて使用される場合が多い。そのときには、各要素間での油の引き摺りが生じるが、上記のように前進段において、各要素の逆回転が生じないため、各要素間の相対回転速度が抑えられ、油の引き摺りが低減し、効率が良くなる。更に、各要素間の相対回転速度が抑えられれば、各要素間に設けられたペアリングの負荷も低減し、耐久性の面で有利となる。また、各要素の速度比も極端に高くなることがないため、各係合要素の引き摺りや、各要素を支持するペアリングの負荷も低く抑えられる。しかも、使用期間の長い最高速段において、プラネタリギヤセットGの直結により4要素の相対回転がなくなるため、歯車伝達ロスもなくなる。そして、こうした要件の総合により、効率の良いギヤトレインが実現される。

【0037】ところで、上記実施形態のような係合関係から、各変速段を達成する場合、図2の係合図表を参照して分かるように、全ての隣り合う前進変速段間での変速時に、2つ係合要素を解放し、同時に他の2つの係合

要素を係合させる変速操作、いわゆる2要素同時組み替えを必要としない変速が可能となる。こうした2要素同時組み替えを必要としない変速は、変速制御の複雑化を避ける意味で有利であり、このギヤトレインにおいては、跳び変速の場合についても、各変速段について2,3の例外を除き多くの場合可能である。この跳び変速における変速前ギヤ段と変速後ギヤ段の関係を纏めて図16に示す。この図表において、○印は2要素同時組み替えなしで達成可能な変速段を表す。ちなみに、変速前ギヤ段を第1速とした場合、第2, 3, 5及び7速が2要素同時組み替えなしで達成可能な変速段となる。他のギヤ段からの変速については、この図表の参照を以って説明に代える。なお、この関係は後続の各実施形態についても同様である。

【0038】次に、図4～図6は、第1実施形態と同様にプラネタリギヤセットをラビニヨタイプとしたギヤトレインをフロントエンジンフロントドライブ(FF)、又はリヤエンジンリヤドライブ(RR)車用の横置式の形態で具体化した第2実施形態を示す。このギヤトレインは、主軸の入力側に配置されたロックアップクラッチ40付の3要素のトルクコンバータ4と、出力側に配置された変速機構1とで構成され、変速機構1の出力が、出力部材としてのカウンタギヤ19'から主軸に対して並列配置の図示しないカウンタ軸を介して同じく並列配置の図示しないデフ軸に伝達される構成とされている。

【0039】この形態におけるトルクコンバータ4、変速機構1の増速プラネタリギヤG1及びプラネタリギヤセットGの各構成は、第1実施形態と同様であり、トルクコンバータ4から第1及び第2の入力経路T1, T2を経た第1クラッチ(C-1)のハブ側及び第2～第4クラッチ(C-2～C-4)のドラム側までの連結関係も第1実施形態と同様であるので、これらの点については説明は省略し、以下それより後の部分の連結関係の変更点を主として説明する。

【0040】この形態の場合、4要素のプラネタリギヤセットとしてのラビニヨタイプのプラネタリギヤセットGの小径サンギヤS3が第1要素として第2クラッチ(C-2)のハブ側に連結され、共通リングギヤR2(R3)が第2要素として第3クラッチ(C-3)のハブ側と第2ブレーキ(B-2)のハブ側に連結され、共通キャリアC2(C3)が第3要素として出力部材としてのカウンタギヤ19'に連結され、大径サンギヤS2が第4要素として第1クラッチ(C-1)のドラム側と第1ブレーキ(B-1)のハブ側に連結されている。

【0041】図5は図に略号で示す各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放を表す)で達成される変速段と、各変速段のギヤ比を図表化して示す。各係合要素の係合と達成される変速段の関係は、第1実施形態の場合と同様となる。また、この図表におけるギヤ比は、増速プラネタリギヤG1のサンギヤS1

とリングギヤR1の歯数比入1=0.556、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤS2と共にリングギヤR2(R3)すなわちダブルビニオン側の歯数比入2=0.593、小径サンギヤS3と共にリングギヤR2(R3)すなわちシングルビニオン側の歯数比入3=0.257に設定したときのもので、この場合の入出力ギヤ比(Gear ratio)とギヤ比ステップ(Spread)は、冗長を避けるべく個々の数値の列記を省略するが、図表に示すとおりとなる。またトータルスプレッドは5.15となる。

【0042】特にこの形態の場合、ギヤ比ステップ(Spread)を参照して分かるように、第1-2速間から第7-8速間までの全てのギヤ比ステップにおいて、高速段側に行くに従ってギヤ比ステップが小さくなり、途中に逆転のない極めて良好な特性が得られる。

【0043】また、図6は各クラッチ及びブレーキの係合(○印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を第1実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この形態の場合、前記のように第3要素を構成する共通キャリアC2(C3)が出力要素となり、第2要素が共通リングギヤR3(R2)で構成されるため、第3クラッチ(C-3)の係合と第2ブレーキ(B-2)の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第1実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する両サンギヤS2,S3の挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としてのサンギヤS3の第3速時の空転速度比は第1実施形態に対して若干高くなり、逆に第4要素としてのサンギヤS2の後進時の空転速度比は第1実施形態に対して若干低くなる。

【0044】次に示す図7～図9は、第2実施形態に対して4要素のプラネタリギヤセットを変更した第3実施形態を示す。この場合の第2実施形態に対する相違点のみ説明すると、図7のスケルトンを参照して、第2実施形態においてラビニョタイプとされたプラネタリギヤセットが、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2,G3をサンギヤ-サンギヤ結合及びキャリアーリングギヤ結合で連結して4要素としたいわゆるシンプソンタイプのギヤセットで構成されている。すなわち、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2,G3は、プラネタリギヤG2のキャリアC2をプラネタリギヤG3のリングギヤR3に連結し、両サンギヤS2,S3を相互に連結して4要素化されている。そして、この場合、両プラネタリギヤG2,G3の両サンギヤS2,S3が第1要素として第2クラッチ(C-2)のハブ側と第4クラッチ(C-4)のハブ側に連結され、プラネタリギヤG3のキャリアC3が第2要素として第3クラッチ(C-3)のハブ側と第2ブレーキ(B-2)のハブ側に連結され、相互に連結されたキャリアC2とリングギヤR3

が第3要素としてカウンタギヤ19'に連結され、プラネタリギヤG2のリングギヤR2が第4要素として第1クラッチ(C-3)のドラム側と第1ブレーキ(B-1)のハブ側に連結されている。

【0045】この第3実施形態における各係合要素と達成される変速段の関係も図8に示すように、先の各実施形態と全く同様となる。この係合図表においては、増速プラネタリギヤG1のギヤ比入1=0.590、プラネタリギヤセットG2のギヤ比入2=0.342、プラネタリギヤセットG3のギヤ比=0.342に設定した場合のギヤ比とギヤ比ステップが例示されている。この場合のトータルスプレッドは6.24となる。この実施形態におけるギヤ比ステップも第2実施形態の場合と同様に、逆転がなく、高速段側ほどつまつた極めて良好なものとなる。

【0046】また、図9は各クラッチ及びブレーキの係合(○印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を第2実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この形態の場合、前記のように第3要素を構成するキャリアC2とリングギヤR3が出力要素となり、第2要素がキャリアC3で構成されるため、第3クラッチ(C-3)の係合と第2ブレーキ(B-2)の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第2実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する両サンギヤS2,S3とリングギヤR2の挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としての両サンギヤS2,S3の第3速時の空転速度比は第2実施形態に対して若干高くなり、逆に第4要素としてのリングギヤR2の後進時の空転速度比は第2実施形態に対して若干低くなる。

【0047】次に示す図10～図12は、第3実施形態に対して4要素のプラネタリギヤセットを変更した第4実施形態を示す。この場合の第3実施形態に対する相違点のみ説明すると、図10のスケルトンを参照して、第3実施形態において3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2,G3をサンギヤ-サンギヤ及びキャリアーリングギヤ結合したのに対して、2つのキャリアーリングギヤ結合で連結して4要素としたいわゆるCR-CR結合タイプの構成とされている。すなわち、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2,G3は、相互のキャリアC2とリングギヤR3及びリングギヤR2とキャリアC3を連結して4要素化されている。そして、この場合、プラネタリギヤG3のサンギヤS3が第1要素として第2クラッチ(C-2)のハブ側と第4クラッチ(C-4)のハブ側に連結され、相互に連結されたキャリアC3とリングギヤR2が第2要素として第3クラッチ(C-3)のハブ側と第2ブレーキ(B-2)のハブ側に連結され、同じく相互に連結されたキャリアC2とリング

ギヤR3が第3要素としてカウンタギヤ19'に連結され、プラネタリギヤG2のサンギヤS2が第4要素として第1クラッチ(C-3)のドラム側と第1ブレーキ(B-1)のハブ側に連結されている。

【0048】この第4実施形態における各係合要素と達成される変速段の関係も図11に示すように、先の各実施形態と全く同様となる。この係合図表においては、増速プラネタリギヤG1のギヤ比λ1=0.590、プラネタリギヤセットG2のギヤ比λ2=0.680、プラネタリギヤセットG3のギヤ比λ3=0.316に設定した場合のギヤ比とギヤ比ステップが示されている。この場合のトータルスプレッドは6.09となる。この実施形態におけるギヤ比ステップは、第4-5速間で一部逆転する。

【0049】また、図12は各クラッチ及びブレーキの係合(○印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を前記各実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この形態の場合、前記のように第3要素を構成するキャリアC2とリングギヤR3が出力要素となり、第2要素がキャリアC3-リングギヤR2で構成されるため、第3クラッチ(C-3)の係合と第2ブレーキ(B-2)の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第2実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する両サンギヤの挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としてのサンギヤS3の第3速時の空転速度比は第3実施形態より若干高くなり、逆に第4要素としてのサンギヤS2の後進時の空転速度比は第3実施形態より若干低くなる。

【0050】最後に、図13~図15は、第2実施形態に対して4要素のプラネタリギヤセットを変更した第5実施形態を示す。この場合も第2実施形態に対する相違点のみ説明すると、図13のスケルトンを参照して、第2実施形態におけるラビニヨタイプのギヤセットを、サンギヤとリングギヤを逆転させたラビニヨタイプとしている。すなわち、相互に外接噛合するロングビニオンP2とショートビニオンP3のうち、ロングビニオンP2が共通サンギヤS2(S3)に外接噛合し、ロングビニオンP2が小径リングギヤR2に内接噛合し、ショートビニオンP3が大径リングギヤR3に内接噛合する形態で4要素化されている。そして、この場合、プラネタリギヤセットGの共通サンギヤS2(S3)が第1要素として第2クラッチ(C-2)のハブ側と第4クラッチ(C-4)のハブ側に連結され、リングギヤR3が第2要素として第3クラッチ(C-3)のハブ側と第2ブレーキ(B-2)のハブ側に連結され、共通キャリアC2(C3)が第3要素としてカウンタギヤ19'に連結され、小径リングギヤR2が第4要素として第1クラッチ(C-1)のドラム側と第1ブレーキ(B-1)のハブ

側に連結されている。

【0051】この第5実施形態においては、増速プラネタリギヤG1のギヤ比λ1=0.556、プラネタリギヤセットのシンプルプラネタリ側のギヤ比λ2=0.391、ダブルプラネタリ側のギヤ比λ3=0.273に設定した場合、各変速段について図14の係合図表に示すようなギヤ比が得られる。この場合のトータルスプレッドは5.53となる。この実施形態におけるギヤ比ステップは、逆転がなく、高速段側ほどつまつた極めて良好なものとなる。

【0052】また、図15は各クラッチ及びブレーキの係合(○印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を先行の各実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この形態の場合、前記のように第3要素を構成する共通キャリアC2(C3)が出力要素となり、第2要素がリングギヤR3で構成されるため、第3クラッチ(C-3)の係合と第2ブレーキ(B-2)の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第2実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する共通サンギヤS2(S3)とリングギヤR2の挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としての共通サンギヤS2(S3)の第3速時の空転速度比は第3実施形態と略同様となり、第4要素としてのリングギヤR2の後進時の空転速度比も第3実施形態と略同様となる。

【0053】以上、本発明を専ら第2の速度比を第1の速度比に対する増速側とした場合について例示したが、第2の速度比を入力回転の速度比とする場合、第1の速度比を減速回転の速度比としてもできる。こうした第1の速度比は、増速プラネタリギヤを減速プラネタリギヤとすることで得られる。更に、変速機構を並行軸上に分けて配置する場合、異なる速度比を得る構成として、並行軸配置で相互に噛合うカウンタギヤ列を用いることもできる。また、変速段数についても、機構上は最大8段の変速が可能ではあるが、これら全てを使用せずに、任意の変速段数、例えば、6段、7段といった段数を選択し、使用するようにしてもよい。いずれにしても前記の実施形態は、代表例の例示であって、本発明は、これら実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を適用した車両用自動変速機の第1実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図2】第1実施形態のギヤトレインの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図3】第1実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図4】第2実施形態のギヤトレンを示すスケルトン図である。

【図5】第2実施形態のギヤトレンの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図6】第2実施形態のギヤトレンの速度線図である。

【図7】第3実施形態のギヤトレンを示すスケルトン図である。

【図8】第3実施形態のギヤトレンの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図9】第3実施形態のギヤトレンの速度線図である。

【図10】第4実施形態のギヤトレンを示すスケルトン図である。

【図11】第4実施形態のギヤトレンの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図12】第4実施形態のギヤトレンの速度線図である。

【図13】第5実施形態のギヤトレンを示すスケルトン図である。

【図14】第5実施形態のギヤトレンの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図15】第5実施形態のギヤトレンの速度線図である。

\* る。

【図16】各実施形態において2要素同時組み替えなしで変速可能なギヤ段の関係を示す図表である。

【符号の説明】

T1 第1の入力経路

T2 第2の入力経路

G プラネタリギヤセット

G1 増速プラネタリギヤ

S3 小径サンギヤ（第1要素）

10 R2 (R3) ラビニヨタイプのリングギヤ（第2要素）

C2 (C3) ラビニヨタイプのキャリア（第3要素）

S2 大径サンギヤ（第4要素）

C-1 第1クラッチ

C-2 第2クラッチ

C-3 第3クラッチ

C-4 第4クラッチ

B-1 第1ブレーキ

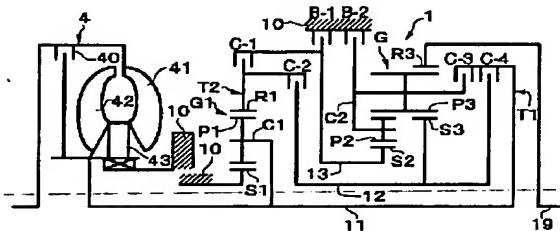
B-2 第2ブレーキ

11 入力軸

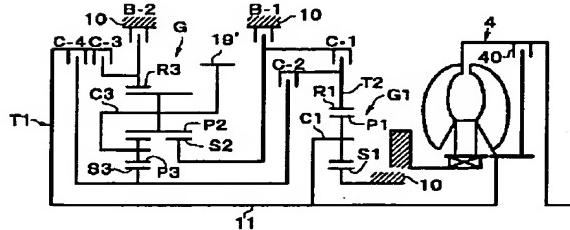
19 出力軸（出力部材）

19' カウンタギヤ（出力部材）

【図1】



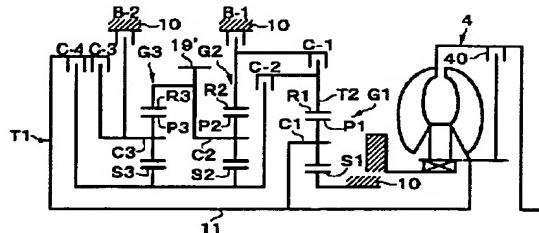
【図4】



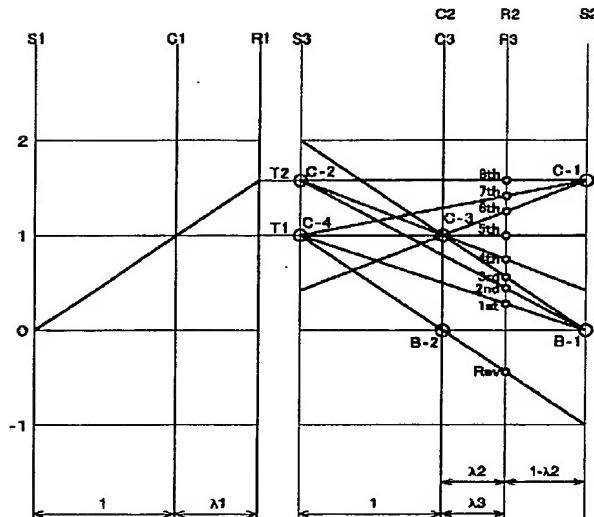
【図2】

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.538	1.59
2nd	O				O		2.226	1.26
3rd		O		O			1.769	1.32
4th	O	O					1.345	1.35
5th			O	O			1.000	1.28
6th	O		O				0.798	1.13
7th	O			O			0.703	1.12
8th	O	O					0.629	
Rev					O	O	2.300	

【図7】



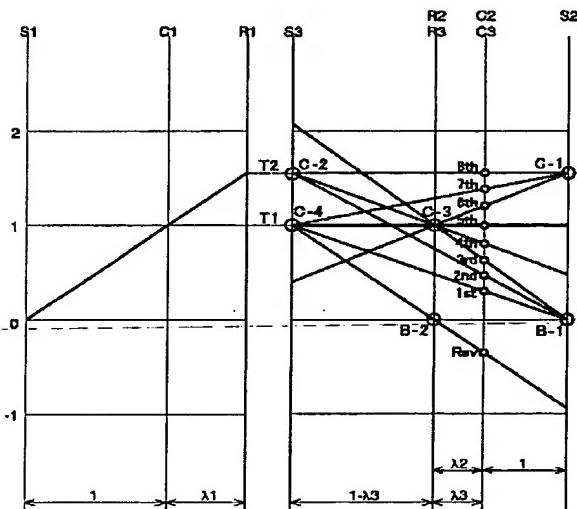
【図3】



【図5】

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.310	1.58
2nd		O			O		2.128	1.34
3rd			O		O		1.593	1.29
4th	O	O					1.237	1.24
5th			O	O			1.000	1.20
6th	O		O				0.829	1.15
7th	O			O			0.721	1.12
8th	O	O					0.643	
Rev				O		O	2.897	

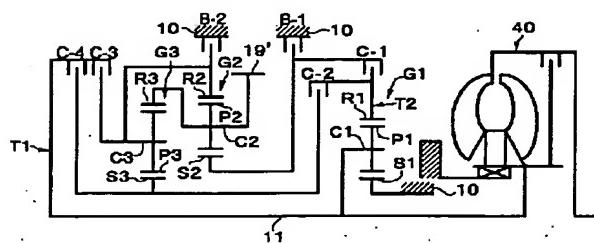
【図6】



【図8】

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.928	1.59
2nd		O			O		2.470	1.42
3rd			O		O		1.745	1.39
4th	O	O					1.252	1.25
5th			O	O			1.000	1.25
6th	O		O				0.789	1.15
7th	O			O			0.695	1.10
8th	O	O					0.629	
Rev				O		O	2.928	

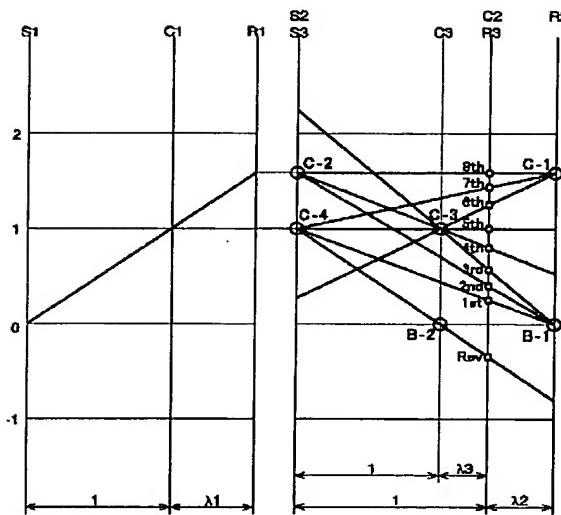
【図10】



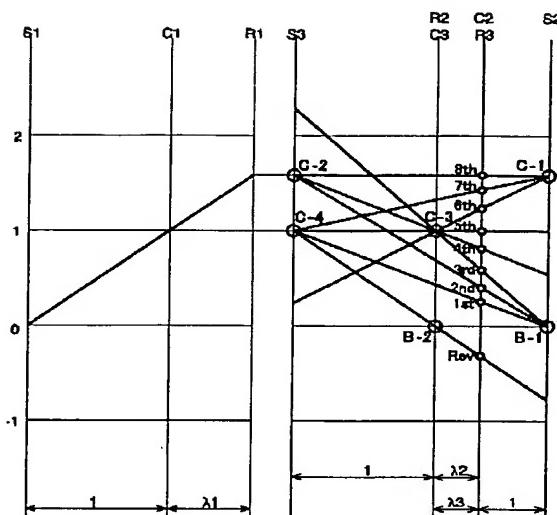
【図11】

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.829	1.59
2nd		O			O		2.408	1.43
3rd			O		O		1.680	1.37
4th	O	O					1.229	1.23
5th			O	O			1.000	1.24
6th	O		O				0.807	1.16
7th	O			O			0.697	1.11
8th	O	O					0.629	
Rev				O		O	3.160	

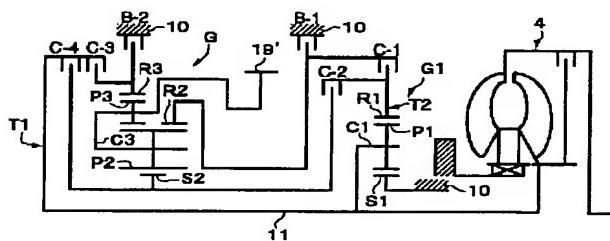
[図9]



〔図12〕



【図13】



【図-1-5】

[図14]

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.558	1.56
2nd		O			O		2.288	1.35
3rd			O		O		1.897	1.34
4th		O	O				1.283	1.28
5th			O	O			1.000	
6th	O		O				0.814	1.23
7th	O			O			0.715	1.14
8th	O	O					0.643	1.11
Rev					O	O	2.687	

【図16】

		変速後ギヤ段							
		1	2	3	4	5	6	7	8
変速前ギヤ段	1		○	○		○		○	
	2	○		○	○				○
	3	○	○		○	○	○		
	4		○	○		○	○		○
	5	○		○	○		○	○	
	6			○	○	○		○	○
	7	○				○	○		○
	8		○		○		○	○	

フロントページの続き

(72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 後藤 健次  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 青木 敏彦  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
F ターム(参考) 3J028 EA27 EB09 EB13 EB31 EB37  
FA06 FB06 FC13 FC17 FC24  
FC62 GA01